

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra Částí a mechanismů strojů

Stavební kolečko s elektropohonem

Motorized Building Wheelbarrow

Student:

Rostislav Kašný

Vedoucí bakalářské práce:

Ing. Daniel Pišťáček, Ph.D.

Ostrava 2013

VŠB - Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra částí a mechanismů strojů

Zadání bakalářské práce

Student: **Rostislav Kašný**
Studijní program: **B2341 Strojírenství**
Studijní obor: **2302R010 Konstrukce strojů a zařízení**
Specializace: **40 Konstrukce strojních dílů a skupin**
Téma: **Stavební kolečko s elektropohonem
Motorized Building Wheelbarrow**

Zásady pro vypracování:

Navrhněte stavební kolečko s pomocným pohonem kola. Zpracujte přehled možných a vyráběných řešení, vlastní návrh se základními návrhovými a kontrolními výpočty, v přílohách výkres sestavy a vybraný výrobní výkres.

Zadané podmínky:

- pojezdová rychlost cca 3,5 km/hod., max. svislá překážka 15 cm, stoupavost 30%, nosnost 150 kg
- napájení akumulátory s max. napětím 24 V, nízká hmotnost, celokovové provedení.

Seznam doporučené odborné literatury:

ISOLIT Bravo. *Motorové kolečko MOTUČKO*: Isolit Bravo, spol. s r.o.[online]. Dostupné z <http://www.motucko.cz>.

MORAVEC, Vladimír, HAVLÍK, Jiří. *Výpočty a konstrukce strojních dílů*. 1. vyd. Ostrava: VŠB-Technická univerzita Ostrava, 2005. 72 s. ISBN 80-248-0878-1.

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.


Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Daniel Pišťáček, Ph.D.**

Datum zadání: 14.12.2012

Datum odevzdání: 20.05.2013


prof. Dr. Ing. Miloš Němček
vedoucí katedry




doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě: 20.5.2013

.....

podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě: 20. 5. 2013

.....

podpis studenta

Jméno a příjmení autora práce:

Rostislav Kašný

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Topolná 445, 687 11 Topolná

Anotace bakalářské práce

KAŠNÝ, R. *Stavební kolečko s elektropohonem: bakalářská práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra částí a mechanismů strojů, 2013, 45s. Vedoucí práce: Pišťáček, D.

Bakalářská práce se zabývá konstrukcí stavebního kolečka s elektropohonem. V úvodu jsou popsány konstrukční provedení stavebního kolečka s elektropohonem, které jsou v současné době dostupné na tuzemském trhu. Pro návrh nového konstrukčního řešení jsou použity podobné komponenty, které používají i výrobci stavebního kolečka na trhu. Veškeré hlavní rozměry jsou převzaty z obyčejného stavebního kolečka. Pomocí provedeného měření stavebního kolečka a přidáním komponentů bylo navrženo stavební kolečko, které je poháněno elektromotorem upevněným na rámu. Pro dosažení potřebných parametrů byla použita dvoustupňová převodovka. Její výkres je přiložen ve výkresové dokumentaci.

ANNOTATION OF BACHELOR THESIS

Fountain, R. *Building with electric drive wheelbarrow: Thesis*. Ostrava: VSB - Technical University of Ostrava, Faculty of Engineering, Department of machine parts and mechanisms, 2013 45s. Thesis master: Pišťáček, D.

Bachelor thesis is focused on the construction of building wheels with electric drive. The introduction describes the constructional design of building wheels with electric drive, which are currently available on the domestic market. For the design of new constructional solutions There are similar components used as those used by producers on the market. All main dimensions are taken from an ordinary building wheel. There has been proposed a construction wheel driven by an electric motor mounted on the frame by means of measurements and adding components to the wheel. For achievement of the necessary parameters there was used a speed gearbox. It's drawing is enclosed in the drawing documentation.

Obsah

Seznam použitých značek a symbolů:.....	8
Úvod:.....	11
1. Teoretická část:	12
1.1 Historie	12
1.2 Možnosti trhu.....	13
1.3 Vlastní řešení	16
2. Výpočtová část	19
2.1 MKP výpočet únosnosti.....	19
2.2 Výpočet převodovky.....	20
2.2.1 Výpočet krouticích momentů a otáček.....	20
2.2.2 Kontrola sestavných podmínek u planetového soukolí	22
2.2.3 Návrh průměrů hřídelů.....	22
2.2.4 Návrh a kontrola per	23
2.3 Výpočet a pevnostní kontrola ozubení	25
2.3.1 Návrh modulu	25
2.3.2 Výpočet rozměrů soukolí.....	26
2.3.3 Zjednodušený pevnostní výpočet:.....	28
2.4 Výpočet stoupavosti	32
2.5 Kontrola rychlosti pojezdu	33
2.6 Výpočet překonání překážky	34
3. Závěr:	36
4. Seznam použité literatury:.....	37
5. Seznam příloh:.....	38
5.1 Příloha 2.3.1 a)	38
5.1 Příloha 2.3.1 b).....	382

Seznam použitých značek a symbolů:

Značka	Název	Jednotka
n	Otáčky	ot.min^{-1}
u_{12}, u_{12}^U	Převodový poměr	-
D, r	Průměr, poloměr	mm
z	Počet zubů	-
M_K	Krouticí moment	N.m
η	Účinnost	-
τ_D	Dovolené napětí v krutu	Mpa
B	Šířka pera	mm
H	Výška pera	mm
t_1	Hloubka drážky v náboji	mm
F_1, F_2, F_3	Síly působící v drážce pro pero	N
p, p_{Dov}	Tlak, dovolený tlak	Mpa
l^i, l	Teoretická délka pera, skutečná délka pera	mm
s	Počet satelitů	-
m_n	Normální modul	mm
x	Jednotkové posunutí	mm
α	Úhel nástroje	°
D_1	Roztečná kružnice	mm
D_a, D_f	Hlavová kružnice, Patní kružnice	mm
D_b	Základní kružnice	mm
h, h_a, h_f	Výška zubu, výška hlavy zubu, výška paty zubu	mm
t	Rozteč	mm
a	Osová vzdálenost	mm
b_{wh}	Tloušťka zubu	mm
p_b		mm
ε_a		-
F_t	Obvodová síla působící v čelním řezu na roztečné kružnici	N
σ_H	Napětí v dotyku ve valivém bodě	Mpa
σ_{HO}	Napětí v dotyku při ideálním zatížení přesných zubů (při $K_H = 1,0$)	Mpa
σ_{HP}	Přípustné napětí v dotyku (přípustný Hertzův tlak)	Mpa
Z_E	Součinitel mechanických vlastností materiálů	-

Značka	Název	Jednotka
Z_H	Součinitel tvaru spoluzabírajících zubů	-
Z_ε	Součinitel součtové délky dotykových křivek boků zubů	-
Z_R	Součinitel výchozí drsnosti boků zubů	-
K_A	Součinitel vnějších dynamických sil	-
$K_{H\beta}, K_{F\beta}$	Součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů po šířce	-
$K_{H\alpha}, K_{F\alpha}$	Součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů	-
K_{Hv}, K_{Fv}	Součinitel vnitřních dynamických sil	-
S_{Hmin}, S_{Fmin}	Nejmenší hodnota součinitele bezpečnosti	-
V_{Hv}	Tvrdost povrchu (boku) zubu	HV
K_{AS}	Součinitel vnějších dynamických sil pro výpočet s ohledem na trvalou deformaci, vznik trhliny nebo křehkého lomu z jednorázového přetížení	-
σ_F	Ohybové napětí v nebezpečném průřezu paty zubu	Mpa
σ_{FP}	Přípustné napětí v ohybu	Mpa
K_F	Součinitel přidavných zatížení (pro výpočet na ohyb)	-
Y_β	Součinitel sklonu zubu	-
Y_ε	Součinitel vlivu záběru profilu	-
Y_{FS}	Součinitel tvaru zubu a koncentrace napětí	-
R_{Dyn}	Dynamický poloměr kola	mm
F_{Hmax}	Maximální poháněcí síla	N
F_S	Odpor při stoupání	N
F_V	Odpor valení	N
α_S	Úhel stoupání	°
m	Hmotnost	kg
g	Gravitační zrychlení	$m.s^{-1}$
f	Součinitel valivého odporu	-
F_{Ob}	Obvodová síla na kole	N
F_n	Normálová síla působící na kolo	N
Z_p	Zdvihová síla působící na kolo	N
k	Výška překážky	mm
l_t	Vzdálenost těžiště	mm
l_c	Celková délka kolečka	mm

Značka	Název	Jednotka
v	Rychlost	m.s^{-1}
ω	Úhlová rychlost	rad.s^{-1}
M_S	Moment sil vyvozený silami od překážky	N.m
M_{Kola}	Moment síly vyvozený obvodovou silou kola	N.m

Úvod:

Cílem této bakalářské práce je navrhnout konstrukční řešení stavebního kolečka s elektropohonem tak, aby odpovídala zadaným kritériím.

V první části bakalářské práce jsem popsal historii stavebního kolečka. Dále jsem se věnoval již navrhnutým a vyráběným variantám, které jsou k sehnání na českém trhu. Součástí jsou i parametry vyráběných variant. Dále jsem uvedl navržené konstrukční provedení spolu se schématy a detailními obrázky navržené převodovky.

V druhé části bakalářské práce se věnuji výpočtům součástí, které byly použity při návrhu řešení. V první řadě jsem provedl výpočet navržené převodovky (krouticí momenty, otáčky, výsledná rychlost). Dále jsem uvedl výpočty průměrů hřídelí a jejich zajištění. Následují výpočty ozubení a jeho pevnostní kontrola. Nakonec jsem vypracoval výpočty stoupání, rychlosti kolečka a překonání překážky.

1. Teoretická část:

1.1 Historie

Stavební kolečko všichni velmi dobře známe. Je to jednoduché mechanické zařízení resp. ruční stroj sloužící pro manuální přepravu materiálů. Je to kombinace dvou základních mechanismů, páky a kola. Kolečko slouží k přepravě sypkých materiálů, zeminy nebo cihel. Jsou nevhodné pro přepravu dlouhých dílů, jako jsou desky nebo trubky.

Předchůdcem stavebního kolečka je trakař, stroj kolečkům velmi podobný. Obdobně jako stavební kolečko je to mechanické zařízení. První známky o trakači jsou známy ze starověké Číny, někdy okolo 3. století. Trakař stejně jako kolečka je přelomovým vynálezem, neboť např. na stavbě se s nimi dalo dostat prakticky všude, na rozdíl od zvířaty taháných povozů. Ačkoliv neměla takovou nosnost jako velká kára, přesto unesla více než průměrný člověk. Původně byla stavěna ze dřeva, ve 20. století se uplatnily ocelové trubky a plech.

Trakař se skládá z konstrukce připomínající ohnutý žebřík. Na jednom konci je k ní připevněno kolo a na druhém jsou dvě rukojeti. Rozdíl mezi trakařem a stavebním kolečkem je právě v jejich nosné konstrukci. U koleček je „žebřík“ nahrazen korbou, která umožňuje přepravu i sypkých materiálů.



Obr. 1 - Trakař [3]



Obr. 2 - Stavební kolečko[3]

1.2 Možnosti trhu

Na českém trhu figuruje jako prodejce a výrobce jen jedna firma. Jde o firmu Isolit Bravo sídlící v Jablonném nad Orlicí. Myšlenka na motorové kolečko (Motúčko) prý údajně vznikla v hlavě ředitele firmy, při pohledu na pracující zedníky. Motorové kolečko mají patentované a slaví s ním velký úspěch. Dokonce takový že začátkem roku 2013 se svým produktem expandovali do Austrálie.

Základní provedení Motúčka má 250 W stejnosměrný elektromotor. Uveze až 120 kg, a na jedno nabití baterií vydrží 6 – 8 hodin provozu. Kolečko je vybaveno i systémem rekuperace. Motor při tomto režimu brzdí při jízdě z kopce a navrácí energii do akumulátoru. Provedení kolečka je celokovové s korbou z pozinkovaného plechu.

Hmotnost normálního kolečka je cca 19[kg]. Hmotnost Motúčka je jen 28[kg]. Vzhledem k umístění motoru je jeho hmotnost nedůležitá, neboť ji nezvedáme. Baterie je také umístěná co nejbližší ose kola, tudíž většinu její hmotnosti v rukou neneseme.

Cena, kterou firma stanovila je 10.000 Kč za Motúčko v základním provedení. Dále se nabízí ještě „trakař“ který se od motúčka liší tím, že místo pevné korby má pouze konstrukci na uložení větších břemen.



Obr. 3 - Motúčko - základní provedení[4]

Další varianty:

Kromě základního provedení motúčka lze od firmy zakoupit také variantu která je odlehčená. Místo korby z pozinkovaného plechu je v nabídce korba z plastu. Dalšími variantami jsou Motúčko Power, které je osazené výkonnějším elektromotorem a zesíleným rámem a Motúčko Soft které je maximálně odlehčené a je převážně pro ženy.

Dalším produktem firmy Isolit Bravo je tzv. Mokař (Obr. 4). Je to v podstatě Motúčko které má místo korby trakařovou nástavbu. Mokař je též vyráběný v různých provedeních.

K zakoupení jsou i různé vylepšení, které se dají namontovat na každý typ Motúčka nebo Mokaře. Firma vyvíjí stále nové doplňky. Mezi nejlepší patří pluhy (Obr. 5) a radlice (Obr. 6). Nástavec „Vidle Herkules“ se montuje na přední část kolečka, a slouží jako další nosná konstrukce (Obr. 7). Nejzajímavějším doplňkem je bezesporu solární panel, který slouží k dobíjení baterie (Obr. 8).



Obr. 4 - Motorový trakař[4]

Parametry Mokaře:

Hmotnost: 33 [kg]

Výkon motoru: 250 [W]

Baterie: Panasonic olověná 12V/22 [Ah]

Rám: ocel ϕ 32 x 1,5 [mm]



Obr. 5 – Pluh[4]



Obr. 6 – Radlice[4]



Obr. 7 - Vidle Herkules[4]

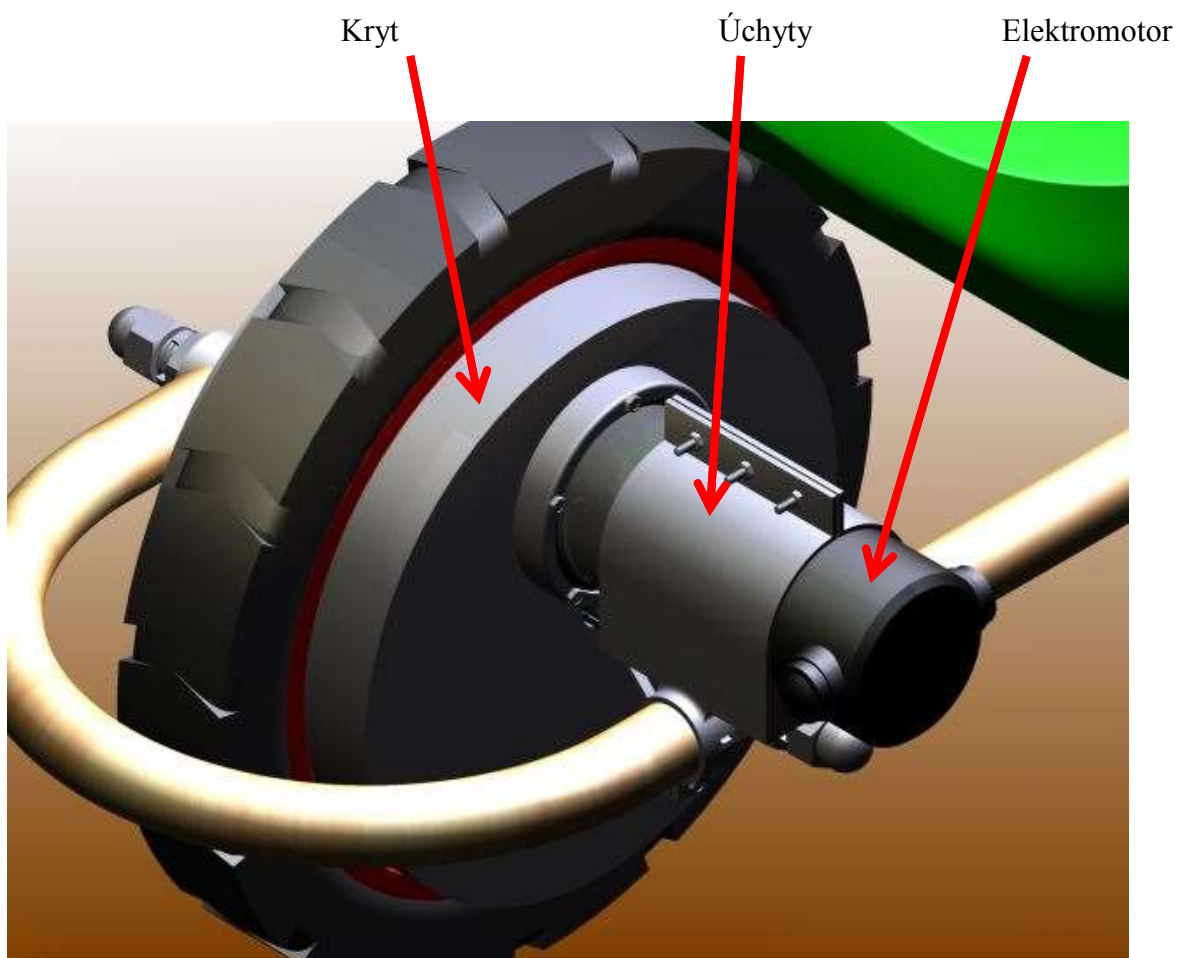


Obr. 8 - Solární panel[4]

1.3 Vlastní řešení

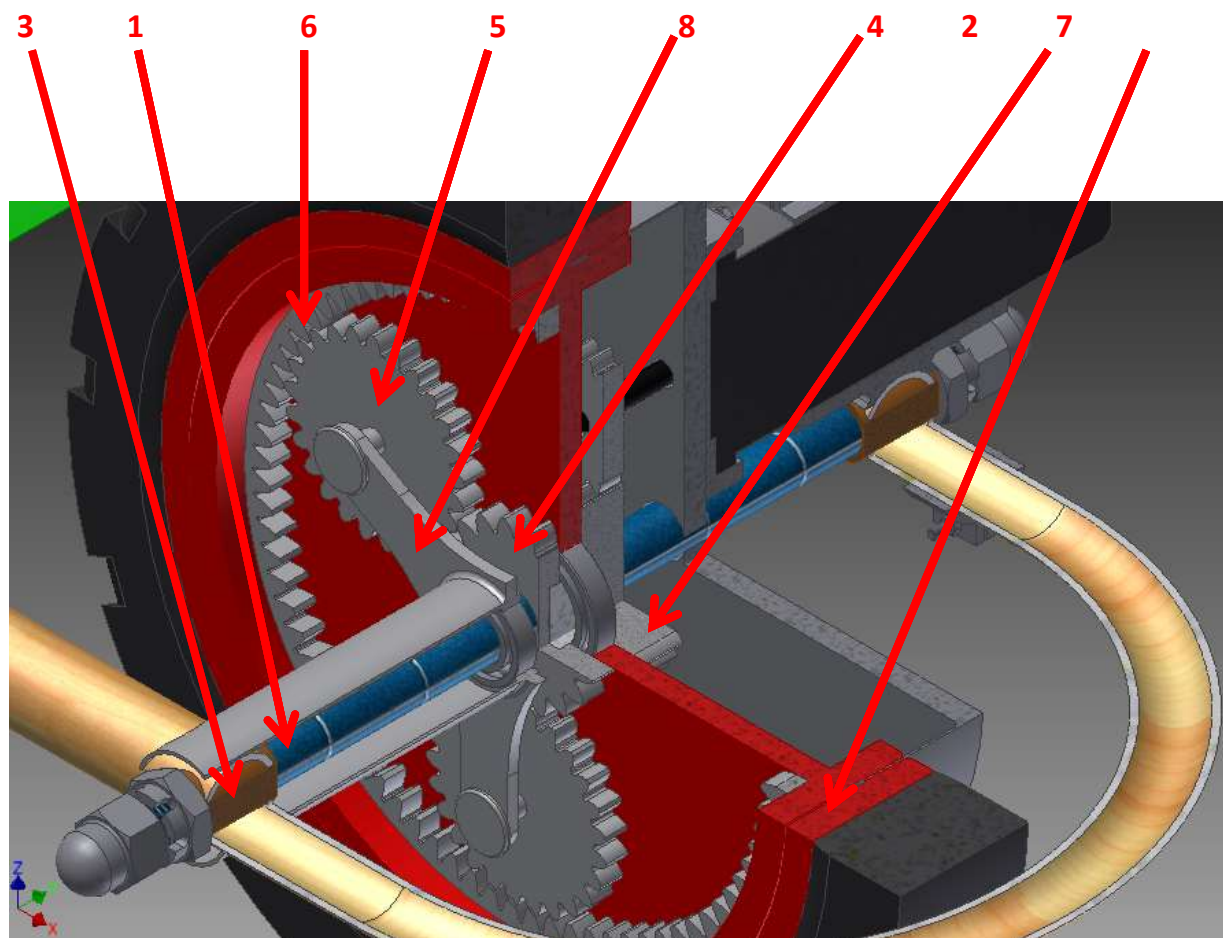
Při návrhu konstrukčního řešení kolečka jsem se inspiroval u firmy Isolit Bravo v tom, že jsem stejně jako oni umístil pohon do pojezdového kola. Pro dosažení požadovaných parametrů jsem pro návrh použil komponenty s přibližně stejnými vlastnostmi, jako použili pracovníci Isolit Bravo.

Pro pohon jsem použil stejnosměrný elektromotor od čínské firmy Zhenzhong Motor Group. Má 500 W a pracuje při napětí 24V. Výstupní otáčky jsou 2500 [otáček/min] a točivý moment je 1,9 [N.m]. Základní provedení Motúčka má motor 250 [W], při stejném napětí. Z důvodů předpokládané větší zátěže kolečka jsem úmyslně zvolil motor s dvojnásobným výkonem. Motor jsem umístil pomocí úchytů na rám kolečka (Obr. 9).



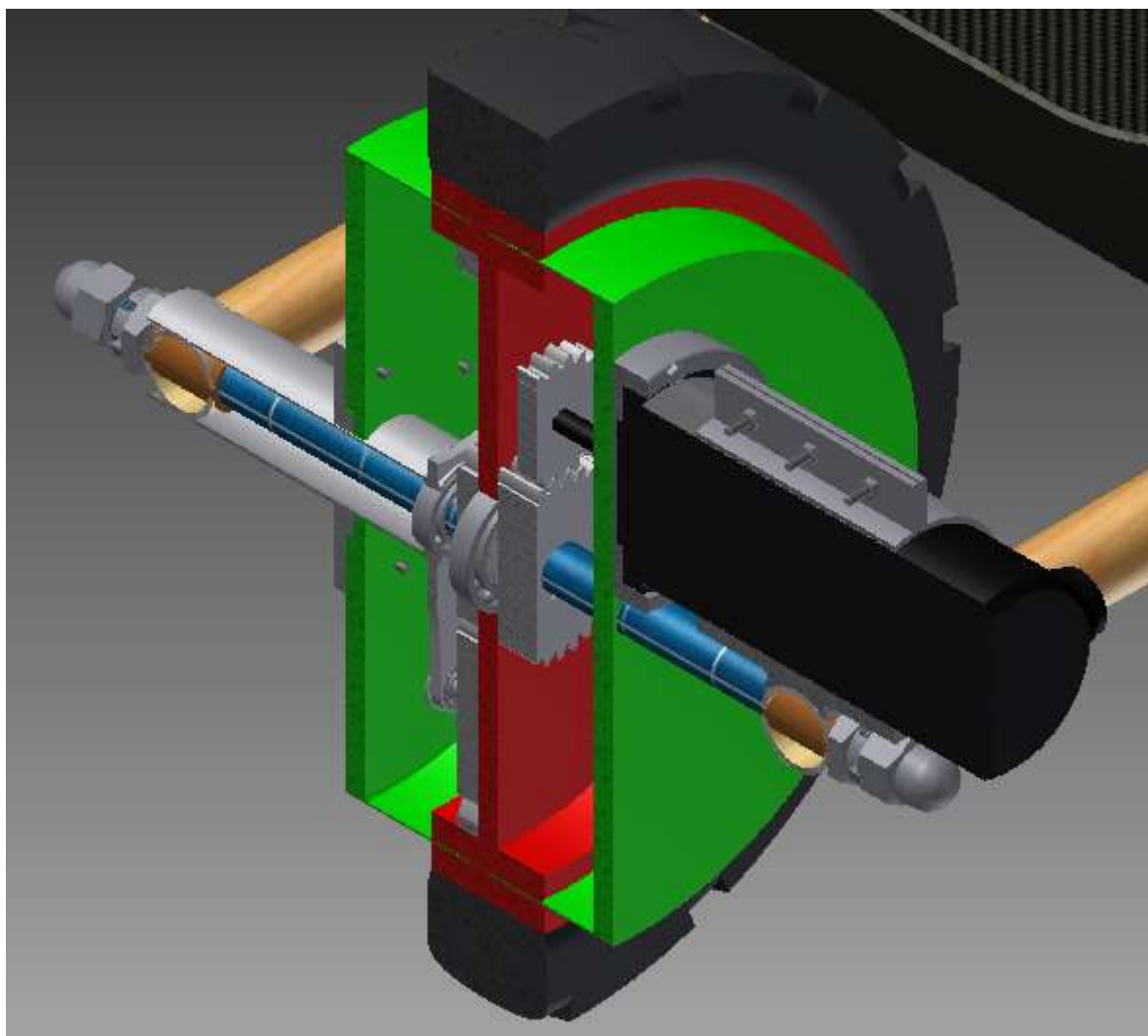
Obr. 9 - Kolečko- elektromotor

Převodovka je řešena dvěma stupni, vzhledem k vysokým vstupním otáčkám a malé požadované rychlosti na výstupu. První stupeň je tvořen čelním soukolím s přímými zuby. Druhý stupeň je tvořen planetovou převodovkou, kdy je brzděn unašeč. Celkové provedení je vidět na Obr. 10. Krouticí moment je přenášen prvním převodovým stupněm na nosnou hřídel (1), která je k pastorku (2) připevněna pomocí pera. Nosná hřídel je uložena v třecích ložiscích (3). Moment se dále přenáší na centrální kolo (4) planetové převodovky, které je k nosné hřídeli také připevněno perem. To přenáší moment na satelity (5), ty dále na korunové kolo. Korunové kolo (6) je nalisováno do konstrukce pojezdového kola (7). To koná výsledný pohyb vpřed. Satelity jsou na svých pozicích drženy unašečem (8), který je uložen na nosné hřídeli pomocí ložiska. Pojezdové kolo je na ložisko uloženo také. Tím je zajištěno, že ho pohání korunové kolo a je dosaženo požadovaných otáček a rychlostí.



Obr. 10 - Kolečko - převodovka

Při práci na stavbě nebo na zahradě je celý mechanismus pohonu vystaven nečistotám, nárazům nežádoucích předmětů (na stavbě – cihel, na zahradě – větve, kamení) a v neposlední řadě také vodě. To může poškodit celý převodový mechanismus. Proto jsem převodovku umístil do ztenčeného rámu pojezdového kola a z obou stran ji zakrytoval. Kryt je na straně planetové převodovky připevněn k pouzdru stejně jako unašeč, a nemění tak svou polohu v závislosti na pojezdovém kole či nosné hřídeli. Je zasunut do drážky v pojezdovém kole. Na straně čelního soukolí je připevněn přírubou k elektromotoru a je taktéž zasunut do drážky v pojezdovém kole. Na Obr. 11 je kryt znázorněn zelenou barvou.

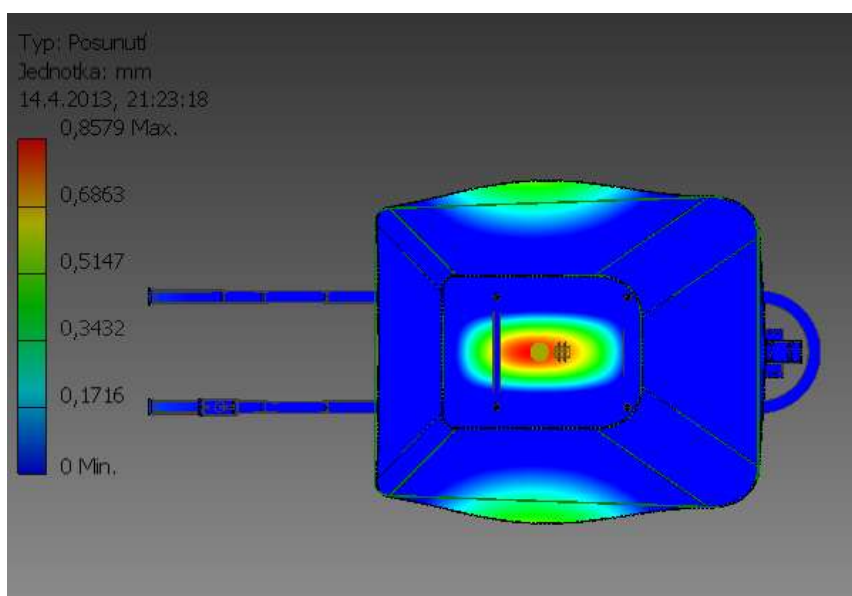


Obr. 11 - Detail kryt

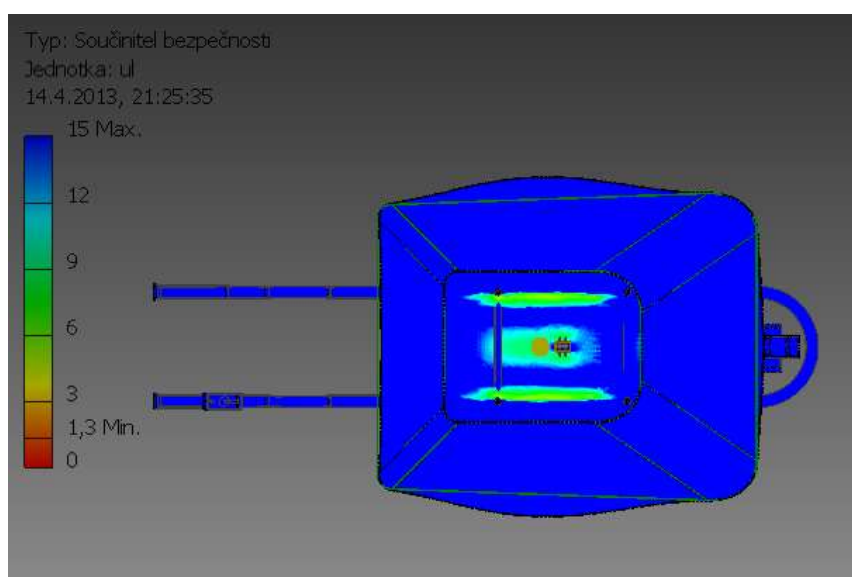
2. Výpočtová část

2.1 MKP výpočet únosnosti

Abych určil rozměry pro výpočty a následně i pro modelování, musel jsem stavební kolečka změřit. Rozměrově tedy model odpovídá klasickým stavebním kolečkům. Díky tomu jsem pak mohl relativně přesně určit těžiště koleček a následně provést MKP simulaci. Na Obr. 12 je vidět místa na rámu, na které působí největší napětí. Nejkritičtější místa jsou tam, kde je rám oslaben dírami na šrouby. Je dimenzován na předpokládanou největší nosnost, která odpovídá 150 [kg]. Na Obr. 13 je vidět, že rám je při tomto zatížení deformován, ale součinitel bezpečnosti je dostatečný. Konstrukce rámu tedy toto zatížení snese.



Obr. 12 - Napětí v korbě a rámu



Obr. 13 - Součinitel bezpečnosti

Elektromotor má výstupní hřídel o průměru 9 mm. Volím průměr kola $D_1 = 20 [mm]$ tak, aby byl dostatečně dimenzován i pro pero. Počet zubů 17.

$$\text{Pak pomocí vzorce (1) : } D_2 = u_{1,2} \cdot D_1 \quad (3)$$

$$\text{stejně tak } z_2 = u_{1,2} \cdot z_1 \quad (4)$$

$$D_2 = 4,5 \cdot 20 = 90 [mm]$$

$$z_2 = 4,5 \cdot 17 = 77 \text{ zubů}$$

$$\text{Ze vzorce jedna také } n_2 = \frac{n_1}{u_{1,2}} \quad (5)$$

$$n_2 = \frac{41,66}{4,5} = 9,257 [ot/sec]$$

Výpočet krouticího momentu na nosné hřídeli:

$$Mk_2 = Mk_1 \cdot u_{1,2} \cdot \eta_{12} = 1,9 \cdot 4,5 \cdot 0,98 = 8,379 [Nm] \quad (6)$$

Druhý stupeň převodu:

Planetovou převodovku jsem vypočítal podle skript Výpočty strojních částí [6]. Protože počet zubů na centrálním kole by měl být větší než 18, volím 22 zubů a převodový poměr 5.

$$z'_2 = (u_{12}^U - 1) \cdot z_1 \quad (7)$$

$$z'_2 = (5 - 1) \cdot 22 = 88 \Rightarrow \text{volím 110 kvůli podmínce stejných osových vzdáleností a podmínce smontovatelnosti.}$$

Počet zubů satelitu z_s byl vypočítán dle vzorce 9 při podmínkách smontovatelnosti.

Celkový převodový poměr převodovky:

$$u_c = u_{12} \cdot u_{12}^U = 4,5 \cdot 5 = 22,5 \quad (8)$$

Celková účinnost:

$$\eta_c = \eta_{12} \cdot \eta_{PL} = 0,98 \cdot 0,9 = 0,92 \quad (9)$$

Krouticí moment na centrálním kole je roven krouticímu momentu na kole z prvního převodového stupně. Takže $M_{k2} = M_{k3}$

Výpočet krouticího momentu v satelitech.

$$Mk_4 = \frac{M_{k3}}{3} = \frac{8,379}{3} = 2,793 \text{ [Nm]} \quad (10)$$

Výpočet krouticího momentu korunového kola:

$$M_{k5} = M_{k1} \cdot u_c \cdot \eta_c = 1,9 \cdot 0,92 \cdot 22,5 = 39,33 \text{ [Nm]} \quad (11)$$

2.2.2 Kontrola sestavných podmínek u planetového soukolí

Podmínka stejných osových vzdáleností

$$z_1 + 2 \cdot z_s = z_2 \quad (12)$$

Ze předchozího vzorce (12) vyjádřím počet zubů satelitu:

$$z_s = \frac{z_2 - z_1}{2} = \frac{110 - 22}{2} = 44 \text{ zubů}$$

Kontrola podmínky smontovatelnosti (musí vyjít celé číslo!):

$$K = \frac{z_2 + z_1}{s} = \frac{110 + 22}{3} = 44 \quad (13)$$

2.2.3 Návrh průměrů hřídelů

Všechny hřídele nebo hřídelové čepy v převodovce jsou namáhány krutem. Proto budu jejich průměry počítat z podmínky v krutu podle vzorce (11).

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot Mk}{\pi \cdot \tau_D}} \quad (14)$$

Návrh výstupního hřídele z elektromotoru:

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot Mk_1}{\pi \cdot \tau_D}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 1,9 \cdot 10^3}{\pi \cdot 20}} = 7,850 \Rightarrow 9 \text{ [mm]}$$

Návrh středového hřídele:

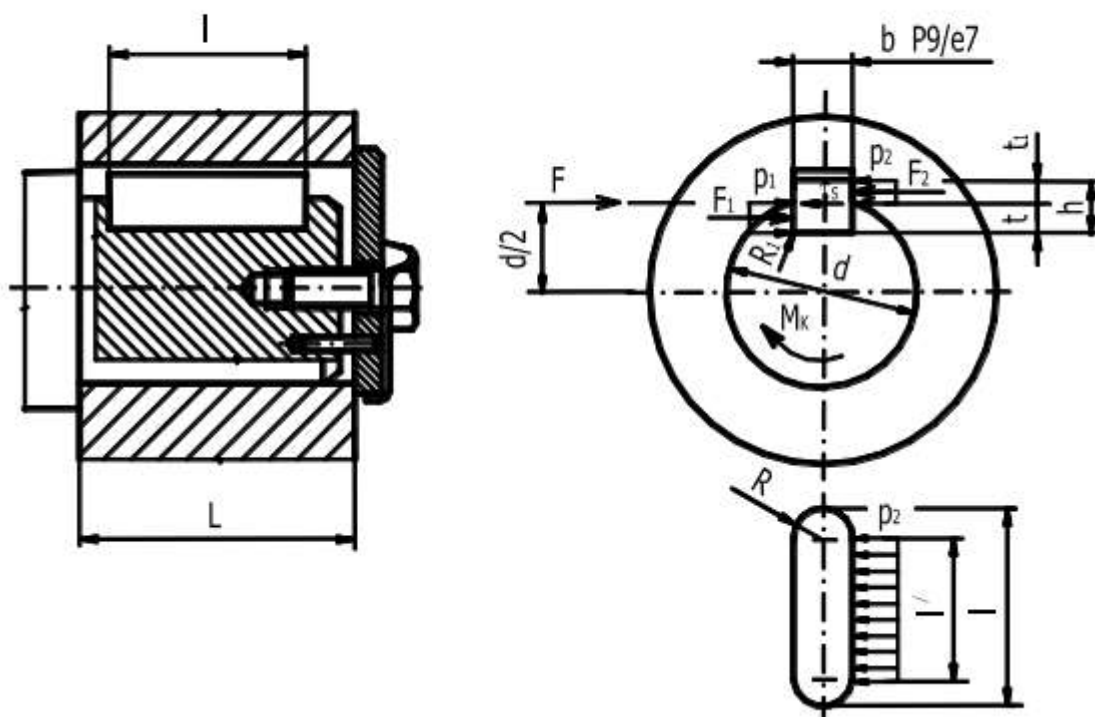
$$d_2 = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot Mk_2}{\pi \cdot \tau_D}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 8,379 \cdot 10^3}{\pi \cdot 20}} = 12,8739 \Rightarrow 20 \text{ [mm]}$$

Návrh čepu na planetě:

$$d_3 = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M k_4}{\pi \cdot \tau_D}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 2,793 \cdot 10^3}{\pi \cdot 20}} = 8,9262 \Rightarrow 22[\text{mm}] \text{ z hlediska bezpečnosti ohybu čepu}$$

2.2.4 Návrh a kontrola per

Pro kontrolu tlaku v perech jsem použil příručku pro Spojení hřídele s nábojem od doc. Ing. Květoslava Kalába, Ph.D. Navržené hřídele a hřídelové čepy jsou spojeny se svými ozubenými koly pomocí per. Po vypočtení průměrů čepů a hřídele jsem podle normy ČSN 02 2562 určil normalizovanou výšku a šířku pera.



Obr. 15 - Schéma spojení[1]

Nejprve jsem určit sílu F ze vztahu (12) působící na pero (Obr. 15). Pro její vypočtení jsem z normy zjistil hloubku drážky pro pero v náboji t_1 . [1]

$$F_1 = \frac{M k_1}{\frac{d_1 + t_1}{2}} \quad (15)$$

Síla působící na pero:

$$F_1 = \frac{Mk_1}{\frac{d_1+t_1}{2}} = \frac{1900}{\frac{9+1,3}{2}} = 368,932 [N]$$

$$F_2 = \frac{Mk_2}{\frac{d_2+t_1}{2}} = \frac{8379}{\frac{20+2,5}{2}} = 744,8 [N]$$

$$F_3 = \frac{Mk_4}{\frac{d_3+t_1}{2}} = \frac{2793}{\frac{22+2,9}{2}} = 224,3373 [N]$$

V pevnostním výpočtu se předpokládá, že tlaky jsou na kontaktních plochách rozloženy rovnoměrně. Ze vzorce pro kritický tlak (13) následně určíme teoretickou délku pera. Dovolенý tlak p_{Dov} se pro ocelový náboj volí $p_{Dov} = (100 - 150) [Mpa]$. [1]

$$p_1 = \frac{F_1}{l_1 \cdot t_1} \leq p_{Dov} \quad (16)$$

Teoretická délka pera:

$$l_1 \geq \frac{F_1}{p_{D1} \cdot t_1} \geq \frac{368,932}{100 \cdot 1,3} \geq 2,837 [mm]$$

$$l_2 \geq \frac{F_2}{p_{D2} \cdot t_1} \geq \frac{744,8}{100 \cdot 2,5} \geq 2,976 [mm]$$

$$l_3 \geq \frac{F_3}{p_{D3} \cdot t_1} \geq \frac{224,3373}{100 \cdot 2,9} \geq 0,7735 [mm]$$

K určení skutečné délky pera je nutné k teoretické délce pera připočíst i šířku pera. Potom dostaneme výslednou minimální délku potřebného pera. [1]

Skutečná délka pera:

$$l_1 = l_1' + b_1 = 2,837 + 4 = 6,837 \Rightarrow \text{dle normy } 8 [mm]$$

$$l_2 = l_2' + b_2 = 2,976 + 6 = 8,976 \Rightarrow \text{dle normy } 16 [mm]$$

$$l_3 = l_3' + b_3 = 0,7735 + 8 = 8,7735 \Rightarrow \text{dle normy } 20 [mm]$$

Po určení konečné délky použitého pera zkontrolujeme, jestli pero vyhovuje pevnostní podmínce (16) :

$$p_1 = \frac{F_1}{l_1 \cdot t_1} = \frac{368,932}{8 \cdot 1,3} = 35,4742 [Mpa] \leq p_{Dov}$$

$$p_2 = \frac{F_2}{l_2 \cdot t_1} = \frac{744,8}{16 \cdot 2,5} = 18,62 [Mpa] \leq p_{Dov}$$

$$p_3 = \frac{F_3}{l_3 \cdot t_1} = \frac{224,337}{20 \cdot 2,9} = 3,8678 [Mpa] \leq p_{Dov}$$

2.3 Výpočet a pevnostní kontrola ozubení

2.3.1 Návrh modulu

Při návrhu ozubeného soukolí 1,2 jsem jako první navrhl modul pomocí programu MODUL od prof. Dr. Ing. Miloše Němčeka[2]. Vstupní veličinou byly počty zubů, krouticí moment a materiály ozubeného kola i pastorku. Pro materiál kola jsem zvolil stejný, a to konstrukční uhlíkovou ocel 12 061, která bude zušlechťená (Obr. 16).

Návrhový výpočet ozubení podle ČSN 01 4686 - část 4 © M.Němček VŠB-TU Ostrava

Typ ozubení
☒ Čelní
☐ Kuželové
☐ Hřeben

z₁ 17
 z₂ 77
 β 0 [°]
 T₁ 1.9 [N·m]
 Ψ_m 16
 Schéma 3
 K_{Hβ} 1.152
 K_A 1.24
 σ_{Flimb} 452 [MPa]
 σ_{Hlim} 590 [MPa]
 V_{HV} 235

Help Vyber Help Help Vyber Vyber Vyber

Iisk Moduly Konec

m_n = 1.137 [mm]
 b = 18.2 [mm]

OHYB

$$m_n = f_F \cdot \sqrt[3]{\frac{K_F \cdot T_1}{\Psi_m \cdot z_1 \cdot \sigma_{FP}}}$$

f_F = 18
 K_F = K_A · K_{Hβ}
 σ_{FP} = 0,6 · σ_{Flimb}

m_n ohyb = 0.599 [mm]

DOTYK

$$d_1 = f_H \cdot \sqrt[3]{\frac{K_H \cdot T_1}{\Psi_{d1} \cdot \sigma_{HP}^2} \cdot \frac{u+1}{u}}$$

f_H = 770 (β = 0°)
 f_H = 690 (β > 0°)
 K_H = K_A · K_{Hβ}
 σ_{HP} = 0,8 · σ_{Hlim}
 Ψ_{d1} = Ψ_m · $\frac{\cos \beta}{z_1}$
 u = $\frac{z_2}{z_1}$
 m_n = d₁ · $\frac{\cos \beta}{z_1}$

m_n dotyk = 1.137 [mm]

<http://www.347.vsb.cz/staff/nemcek/SOFTWARE/CZ/1.htm>

Obr. 16 - Návrh modulu[2]

Dle programu vyšel normální modul $m_n = 1,137$ [mm]. Podle normalizované řady modulů jsem pro výpočet ozubení zvolil normální modul $m_n = 1,5$ [mm]. Pro ozubená kola jsem volil čelní korigované soukolí VN. Výpočty rozměrů kol i pastorku jsou provedeny podle normy ČSN 01 4602[7]. Je uveden pouze ukázkový výpočet. Výpočty zbývajících dvou soukolí jsou provedeny v přílohách 2.3.1 a), 2.3.1 b).

2.3.2 Výpočet rozměrů soukolí

Rozměry pastorku +V

Zuby $z_1 = 17$

Modul $m_n = 1,5$

Úhel nástroje ČSN 01 4607 $\alpha = 20^\circ$

Jednotkové posunutí $x_1 = \frac{14-z_1}{17} = \frac{14-17}{17} = -0,1764 \text{ [mm]}$ (17)

Posunutí zákl. profilu $x_1 \cdot m = -0,1764 \cdot 1,5 = -0,26471 \text{ [mm]}$ (18)

Roztečná kružnice $d_1 = z_1 \cdot m = 17 \cdot 1,5 = 25,5 \text{ [mm]}$ (19)

Výška hlavy kola $h_{a1} = m + x_1 \cdot m = 1,5 + (-0,26471) = 1,2352 \text{ [mm]}$ (20)

Hlavová vřle $c_a = 0,25 \cdot m = 0,25 \cdot 1,5 = 0,375 \text{ [mm]}$ (21)

Výška paty kola

$h_{f1} = m - x_1 \cdot m + c_a = 1,5 - (-0,26471) + 0,375 = 2,1397 \text{ [mm]}$ (22)

Výška zubu $h_1 = h_{a1} + h_{f1} = 1,2352 + 2,1397 = 3,375 \text{ [mm]}$ (23)

Hlavová kružnice $D_{a1} = d_1 + 2 \cdot h_{a1} = 25,5 + 2 \cdot 1,2352 = 27,97059 \text{ [mm]}$ (24)

Patní kružnice $D_{f1} = d_1 - 2 \cdot h_{f1} = 25,5 - 2 \cdot 2,1397 = 21,22059 \text{ [mm]}$ (25)

Základní kružnice $D_{b1} = d_1 \cdot \cos(\alpha) = 25,5 \cdot \cos(20) = 23,96216 \text{ [mm]}$ (26)

Rozteč $t = \pi \cdot m = \pi \cdot 1,5 = 4,71 \text{ [mm]}$ (27)

Osová vzdálenost $a = m \cdot \frac{z_1+z_2}{2} = 1,5 \cdot \frac{17+77}{2} = 70,5 \text{ [mm]}$ (28)

Rozměry kola -V

Zuby $z_1 = 77$

Modul $m_n = 1,5$

Úhel nástroje ČSN 01 4607 $\alpha = 20^\circ$

$$\text{Jednotkové posunutí } x_2 = -x_1 = 0,1764 \text{ [mm]} \quad (29)$$

$$\text{Posunutí zákl. profilu } x_2 \cdot m = 0,1764 \cdot 1,5 = 0,26471 \text{ [mm]} \quad (30)$$

$$\text{Roztečná kružnice } d_2 = z_2 \cdot m = 77 \cdot 1,5 = 115,5 \text{ [mm]} \quad (31)$$

$$\text{Výška hlavy kola } h_{a2} = m + x_2 \cdot m = 1,5 + 0,26471 = 1,7647 \text{ [mm]} \quad (32)$$

$$\text{Hlavová vůle } c_a = 0,25 \cdot m = 0,25 \cdot 1,5 = 0,375 \text{ [mm]} \quad (33)$$

Výška paty kola

$$h_{f2} = m - x_2 \cdot m + c_a = 1,5 - 0,26471 + 0,375 = 1,6102 \text{ [mm]} \quad (34)$$

$$\text{Výška zubu } h_2 = h_{a2} + h_{f2} = 1,7647 + 1,6102 = 3,375 \text{ [mm]} \quad (35)$$

$$\text{Hlavová kružnice } D_{a2} = d_2 + 2 \cdot h_{a2} = 115,5 + 2 \cdot 1,7647 = 119,0294 \text{ [mm]} \quad (36)$$

$$\text{Patní kružnice } D_{f2} = d_2 - 2 \cdot h_{f2} = 115,5 - 2 \cdot 1,6102 = 112,2794 \text{ [mm]} \quad (37)$$

$$\text{Základní kružnice } D_{b2} = d_2 \cdot \cos(\alpha) = 115,5 \cdot \cos(20) = 108,5345 \text{ [mm]} \quad (38)$$

$$\text{Rozteč } t = \pi \cdot m = \pi \cdot 1,5 = 4,71 \text{ [mm]} \quad (39)$$

$$\text{Osová vzdálenost } a = m \cdot \frac{z_1 + z_2}{2} = 1,5 \cdot \frac{17 + 77}{2} = 70,5 \text{ [mm]} \quad (40)$$

2.3.3 Zjednodušený pevnostní výpočet:

Zjednodušený výpočet vychází z normy ČSN 01 4686. Zjednodušený výpočet je určen u k prokázání provozuschopnosti ozubených převodů. Vzhledem k zjednodušení je třeba uvažovat vyšší hodnoty součinitelů bezpečnosti S_{Hmin} a S_{Fmin} .

Zjednodušený kontrolní výpočet je třeba provést jak pro pastorek, tak pro kolo. V případě že jsou obě kola ze stejného materiálu, bude výpočet pro kolo i pastorek stejný.

Pevnostní výpočet slouží k ověření provozuschopnosti z hlediska:

- únavy v dotyku
- trvalé deformace nebo křehkého lomu povrchové vrstvy boku zubu jednorázovým působením největšího zatížení
- únavy v ohybu
- trvalé deformace či vzniku počátečních trhlin v oblasti paty zubu, nebo křehkého lomu zubu jednorázovým působením největšího zatížení[8].

Veškeré součinitele potřebné pro tento výpočet jsem určil z tabulek, které jsou zobrazeny v normě pro výpočet ozubených kol ČSN 02 4686.[9]

Základní parametry potřebné pro výpočet:

$$z_1 = 17$$

$$z_2 = 77$$

$$m = 1,5[mm]$$

$$\alpha = 20[^\circ]$$

$$b_{wh} = 20[mm]$$

$$a = 70,5[mm]$$

$$p_b = \pi \cdot m \cdot \cos(\alpha) = \pi \cdot 1,5 \cdot \cos(20) = 4,4259[mm] \quad (41)$$

$$d_1 = 25,5 [mm]$$

$$d_2 = 115,5 [mm]$$

$$d_{a1} = 27,9705 [mm]$$

$$d_{a2} = 119,0294 [mm]$$

$$d_{b1} = 23,9621 [mm]$$

$$d_{b2} = 108,5344 [mm]$$

Obě kola jsou vyrobena ze stejného materiálu 12 061 – zušlechtěno.

$$\begin{aligned} \varepsilon_a &= \frac{0,5 \cdot \left[\sqrt{d_{a1}^2 - d_{b1}^2} - \sqrt{d_{a2}^2 - d_{b2}^2} \right] + a \cdot \sin(\alpha)}{p_b} \\ &= \frac{0,5 \cdot \left[\sqrt{27,9705^2 - 23,9621^2} - \sqrt{119,0294^2 - 108,5344^2} \right] + 70,5 \cdot \sin(20)}{4,4259} = 1,557 \end{aligned} \quad (42)$$

$$F_t = \frac{2000 \cdot T_1}{d_1} = \frac{2000 \cdot 1,9}{25,5} = 149,0196 \text{ [N]} \quad (43)$$

Kontrola z hlediska únavy v dotyku:

Aby na bocích zubů nedošlo k progresivní tvorbě pittingů, musí být splněna podmínka:

$$\sigma_H = \sigma_{HO} \cdot \sqrt{K_H} \leq \sigma_{HP} \quad (44)$$

$$\sigma_{HO} = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{F_t}{b_{wH} \cdot d_1} \cdot \frac{u+1}{u}} \quad (45)$$

Kde:

$$Z_E = 190$$

$$Z_H = 2,5$$

$$Z_\varepsilon = 0,92$$

$$K_A = 1,25$$

$$K_{H\beta} = 1,4$$

$$K_{H\alpha}, K_{HV} = 1,2$$

$$K_H = K_A \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{HV} = 1,25 \cdot 1,4 \cdot 1,2 = 2,1 \quad (46)$$

$$Z_R = 0,85$$

$$S_{Hmin} = 1,3$$

$$\sigma_{HP1} = \frac{\sigma_{Hlim1} \cdot Z_R}{S_{Hmin}} = \frac{590 \cdot 0,85}{1,3} = 385,7692 [Mpa] \quad (47)$$

$$\sigma_{HO} = 190 \cdot 2,5 \cdot 0,92 \cdot \sqrt{\frac{149,0196}{20 \cdot 25,5} \cdot \frac{5,5}{4,5}} = 261,1519 [Mpa] \quad (48)$$

$$\sigma_H = 261,1519 \cdot \sqrt{2,1} = 378,445 [Mpa] \leq \sigma_{HP1} \quad (49)$$

Kontrola na dotyk při jednorázovém působení největšího zatížení

Aby jednorázovým působením největšího zatížení nedošlo k trvalé deformaci nebo ke křehkému lomu povrchové vrstvy boku zubu, musí být splněna podmínka:

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_{HO} \cdot \sqrt{\frac{F_{t1} \cdot K_H}{F_t}} \leq \sigma_{HPmax} \quad (50)$$

$$\sigma_{HPmax} = 4 \cdot V_{HV} = 4 \cdot 235 = 940 [Mpa] \quad (51)$$

$$F_{t1} = F_t \cdot K_{AS} = 149,0196 \cdot 2 = 298,0392 [N] \quad (52)$$

$$K_{AS} = 2 (\geq K_A) \quad (53)$$

$$\sigma_{Hmax} = 261,1519 \cdot \sqrt{\frac{298,0392 \cdot 2}{149,0196}} = 535,2021 [Mpa] \leq \sigma_{HPmax} \quad (54)$$

Kontrola z hlediska únavy v ohybu

Aby nedošlo k únavovému lomu v oblasti paty zubu, musí být splněna podmínka:

$$\sigma_F = \frac{F_t}{b_{wF} \cdot m_n} \cdot K_F \cdot Y_\beta \cdot Y_{FS} \cdot Y_\epsilon \leq \sigma_{FP} \quad (55)$$

$$\text{Ve které: } K_F = K_A \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{FV} \quad (56)$$

Kde:

$$K_A = 1,25$$

$$K_{F\beta} = K_{H\beta} = 1,4$$

$$K_{F\alpha}, K_{FV} = 1,2$$

$$K_F = K_H = 2,1$$

$$Y_\beta = 1$$

$$Y_\varepsilon = 0,2 + \frac{0,8}{\varepsilon_a} = 0,2 + \frac{0,8}{1,557} = 0,7137 \quad (57)$$

$$S_{Fmin} = 1,4$$

$$Y_{FS1} = 4,1$$

$$\sigma_{FP1} = \frac{\sigma_{Flimb1}}{S_{Fmin}} = \frac{452}{1,4} = 322,8571 [Mpa] \quad (58)$$

$$\sigma_{F1} = \frac{149,0196}{20 \cdot 1,5} \cdot 2,1 \cdot 1 \cdot 4,1 \cdot 0,7137 = 30,5276 [Mpa] \leq \sigma_{FP} \quad (59)$$

Kontrola na ohyb při jednorázovém působení největšího zatížení

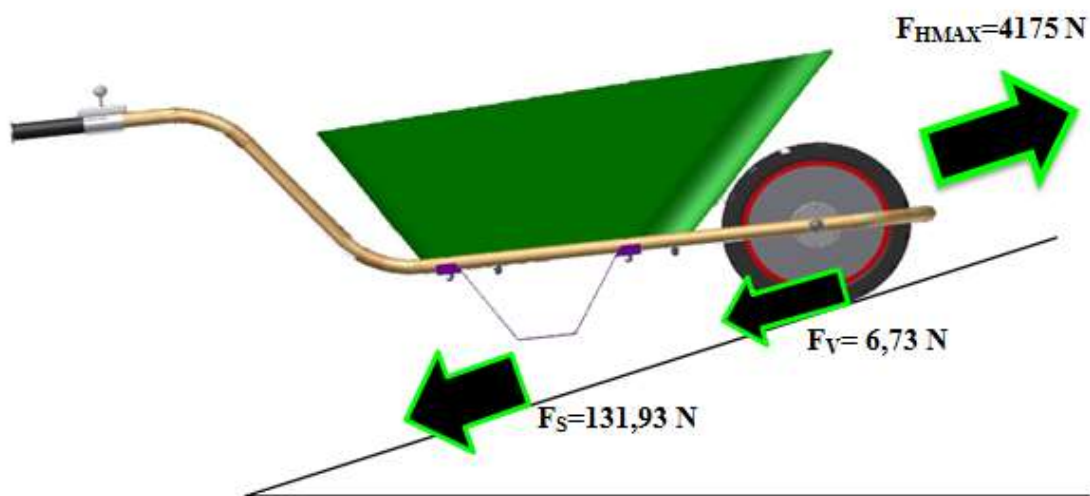
Aby jednorázovým působením největšího zatížení nedošlo k trvalé deformaci či ke vzniku počátečních trhlin v oblasti paty zubu nebo ke křehkému lomu zubu, musí být splněna podmínka:

$$\sigma_{Fmax} = \sigma_F \cdot \frac{F_{t1}}{F_t} \leq \sigma_{FPmax} \quad (60)$$

$$\sigma_{FPmax1} = 0,8 \cdot 2,5 \cdot \sigma_{Flimb1} = 0,8 \cdot 2,5 \cdot 452 = 904 [Mpa] \quad (61)$$

$$\sigma_{Fmax} = 30,5276 \cdot \frac{298,0392}{149,0196} = 122,1106 [Mpa] \leq \sigma_{FPmax} \quad (62)$$

2.4 Výpočet stoupavosti



Obr. 17 - Silový rozbor jízdy do kopce

Pohon kolečka jsem musel uzpůsobit zadaným požadavkům. Požadavky byly, aby kolečko vyjelo stoupání 30% a překonalo překážku o výšce 15 cm. Při jízdě do kopce na kolečko působí odpor valení a odpor stoupání. Aby kolečko vyjelo do požadovaného stoupání, musí být hnací síla větší, než je součet odporů[10].

Stoupání „s“ musíme přepočítat na úhel, kterému toto stoupání odpovídá.

$$\alpha_s = \arctg(s) = \arctg(30) = 17[^\circ] \quad (63)$$

$$F_{HMAX} \geq F_V + F_S \quad (64)$$

$$\frac{M_{k5} \cdot i_c \cdot \eta_c}{R_{Dyn}} \geq m \cdot g \cdot \cos \alpha_s \cdot f + m \cdot g \cdot \sin \alpha_s \quad (65)$$

$$\frac{39,33 \cdot 0,92 \cdot 22,5}{0,195} \geq 46 \cdot 9,81 \cdot \cos 17 \cdot 0,015 + 46 \cdot 9,81 \cdot \sin 17$$

$$4175 \geq 6,473 + 131,93$$

$$4175 [N] \geq 138,303[N]$$

Podle provedeného výpočtu vidíme, že kolečko stoupání 30% bez problémů překoná.

2.5 Kontrola rychlosti pojezdu

Navržené kolečko by mělo mít pojezdovou rychlost okolo 3,5 km/hod (0,97 [m/sec]), což je přibližná rychlost lidské chůze. Je třeba tedy provést kontrolu, jestli této rychlosti kolečko při zvolených komponentech dosahuje.

Jako první jsem spočítal úhlové rychlosti, které působí v planetové převodovce. Podle schématu planetové převodovky a tomu, že planety fungují jako reduktory, můžeme výslednou úhlovou rychlost spočítat pomocí převodu planetové převodovky.

$$u_{12}^U = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_2}{\omega_2} \Rightarrow \omega_2 = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_2}{u_{12}^U} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 9,257}{5} = 11,626 \left[\frac{rad}{sec} \right] \quad (66)$$

Tato úhlová rychlost působí na korunovém kole, pro posouzení však potřebujeme obvodovou rychlost, která působí na pneumatice kola. Tu jsem vypočetl jednoduchou trojčlenkou, protože obvodová rychlost se mění s průměrem kola, na kterém působí. Jedná se tedy o přímou úměru.

$$v_2 = \omega_2 \cdot r_2 = 11,626 \cdot 0,127 = 1,47 \left[\frac{m}{sec} \right] \quad (67)$$

$$v_2 \dots \dots \dots r_2 \quad (68)$$

$$\underline{v_3 \dots \dots \dots r_3}$$

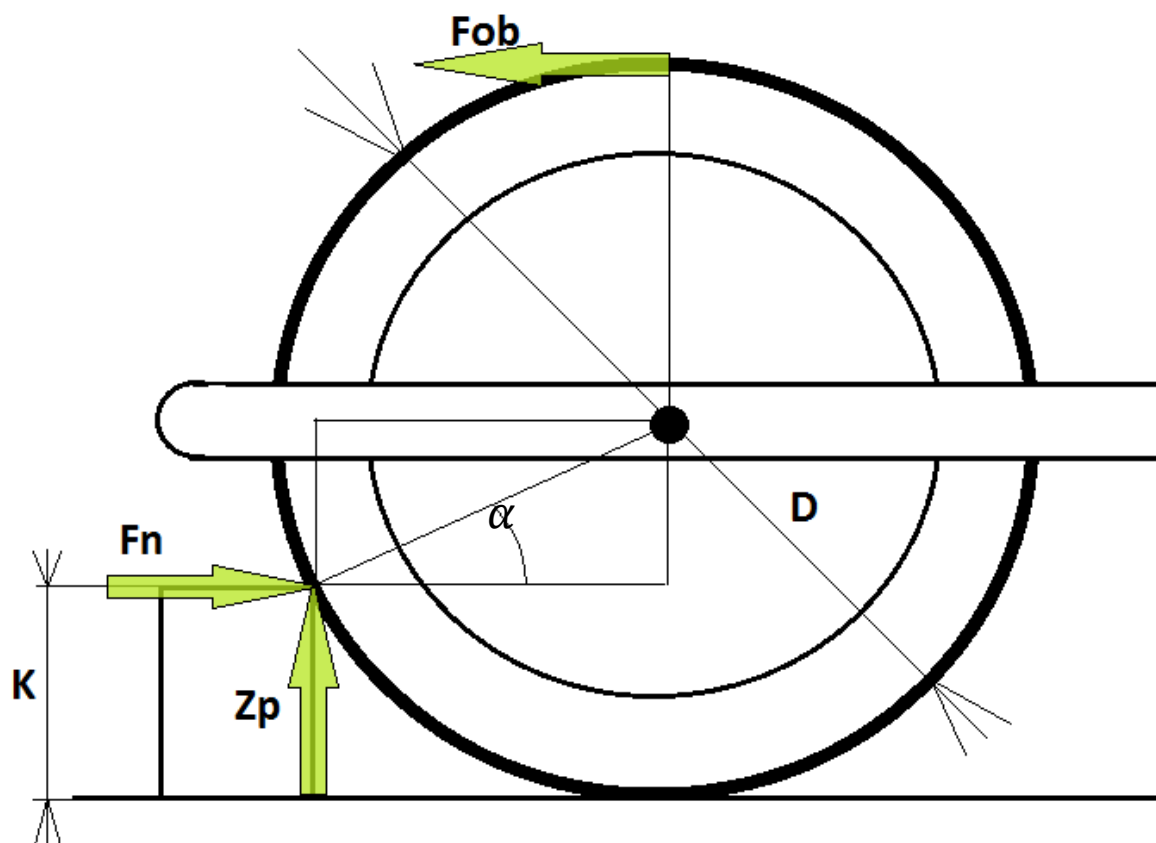
$$1,47 \dots \dots \dots 0,127$$

$$\underline{v_3 \dots \dots \dots 0,195}$$

$$v_2 = \frac{1,47 \cdot 0,195}{0,127} = 2,25 \text{ [m/sec]}$$

Výsledná rychlost 9 km/hod (2,25 [m/sec]) je téměř 3krát větší než jaký je požadavek. Proto jsem do konstrukce kolečka zařadil redukcí a ovladač rychlosti, který je připevněn na řídítku. Tento elektrický obvod zajistí, aby pracovník který bude kolečko ovládat mohl jeho rychlost přizpůsobit rychlosti své chůze případně běhu.

2.6 Výpočet překonání překážky



Obr. 18 - Překonání překážky

Pro výpočet překonání překážky potřebujeme znát síly působící v ose kola a výšku překážky. Po spočítání sil je třeba spočítat moment sil působící na kolo v místě dotyku s překážkou, a ten porovnat s momentem, který působí na okraji kola[11].

$$Z_P = G \cdot \frac{l_t}{l_c} = (46 \cdot 9,81) \cdot \frac{360}{1600} = 101,63 \text{ [N]} \quad (69)$$

$$\alpha = \arcsin\left(\frac{\frac{D}{2} - k}{k}\right) = \arcsin\left(\frac{195 - 150}{150}\right) = 17,45^\circ \quad (70)$$

$$F_N = \frac{Z_P}{\tan \alpha} = \frac{101,63}{\tan 17,45} = 323,248 \text{ [N]} \quad (71)$$

$$M_S = -Z_P \cdot \frac{R - k}{\tan \alpha} + F_N \cdot (R - k) \quad (72)$$

$$M_S = (-101,53 \cdot \frac{195 - 150}{\tan 17,45}) + (323,248 \cdot (195 - 150))$$

$$M_S = -4,352 \text{ [N.mm]}$$

Výpočet obvodové síly:

$$F_{obv} = \frac{2 \cdot M_{k5}}{D} = \frac{2 \cdot 39330}{390} = 201,69 \text{ [N]} \quad (73)$$

Výpočet momentu vyvozeného obvodovou silou

$$M_{kola} = F_{obv} \cdot r = 201,69 \cdot 195 = 39329,55 \text{ [Nmm]} \quad (74)$$

Pro překonání překážky musí být moment vyvozený kolem větší, než je moment způsobený překážkou. Tedy: $M_{kola} \geq M_S$. Jak je vidět z předchozího výpočtu, tato podmínka je splněna. Výpočet byl proveden pro nejpriznivější stav zatížení, tzn. prázdné kolečko a jízda při maximálním výkonu.

3. Závěr:

Ve své bakalářské práci jsem navrhnul konstrukční řešení stavebního kolečka. Zaměřil jsem se na návrh převodovky a její výpočet. Celé kolečko jsem navrhnul podle rozměrů standartního stavebního kolečka. Největší překážkou byl limitovaný prostor pro umístění dvoustupňové převodovky. Po vyřešení tohoto problému už další výpočty proběhly takřka bez problémů. Pro výpočet únosnosti jsem použil systém MKP. Výpočty ozubených soukolí jsou provedeny podle normy ČSN, stejně tak jejich pevnostní kontrola. Na závěr jsem navrhnuté kolečko zkontroloval z hlediska překonání překážky a zdolání určeného stoupání. Tato kolečka ulehčují práci na stavbě i na zahradě. Jsou užitečná především pro starší lidi a zedníky. S nastavitelnou rychlostí pojezdu a velkou nosností má tento výrobek jistě velkou budoucnost.

4. Seznam použité literatury:

- [1] - KALÁB, Květoslav. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře : části spojovací*. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2007. ISBN 978-80-248-1290-8 (brož.)
- [2] - MODUL. NĚMČEK, Miloš. [Http://www.347.vsb.cz/](http://www.347.vsb.cz/) [online]. 2002-2013 [cit. 2013-05-14]. Dostupné z: <http://www.347.vsb.cz/staff/nemcek/SOFTWARE/CZ/1.htm>
- [3] – Kolečko. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001- [cit. 2013-05-14]. Dostupné z: <http://cs.wikipedia.org/wiki/Kole%C4%8Dko>
- [4] - Motůčko. ISOLIT - BRAVO SPOL. S.R.O. *Motůčko* [online]. 2013. vyd. Jablonné nad Orlicí, 2013, 2013 [cit. 2013-05-14]. Dostupné z: <http://www.motucko.cz/>
- [5] - KALÁB, Květoslav. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře : části spojovací [záznam a]*. 2007. vyd. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2007. ISBN 978-80-248-1290-8 (brož.).
- [6] - MORAVEC, Vladimír a Jiří HAVLÍK. *Výpočty a konstrukce strojních dílů*. 2005. vyd. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2005. ISBN 80-248-0878-1 (brož.).
- [7] - Výpočet zubů, korekce VN. STŘEDNÍ PRŮMYSLOVÁ ŠKOLA STROJNICKÁ OLOMOUC. *SPSSOL* [online]. 2007 [cit. 2013-05-14]. Dostupné z: http://www.spssol.cz/~vyuka/TRIDY/3.C/KOREKCE/zuby-korekce_VN.pdf
- [8] - NÁVRH A PEVNOSTNÍ VÝPOČET ČELNÍCH A KUŽELOVÝCH OZUBENÝCH KOL. [Http://www.kst.tul.cz/](http://www.kst.tul.cz/) [online]. 2012 [cit. 2013-05-14]. Dostupné z: http://www.kst.tul.cz/podklady/casti_fs/podklady/Navrh_a_pevnostni_vypocet_ozubenych_kol.pdf
- [9] - BOLEK, Alfréd a Josef KOCHMAN. *Části strojů 2. svazek. 5.přeprac.vyd.* Praha: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1990. ISBN 80-03-00426-8 (váz.).
- [10] - Jízdní odpory vozidla. [Http://homen.vsb.cz/~vac174/](http://homen.vsb.cz/~vac174/) [online]. 2011 [cit. 2013-05-14]. Dostupné z: http://homen.vsb.cz/~vac174/vyuka/EP%20EEN/Studijni_opory/Jizdni_odpory_vozidla.pdf
- [11] - GERŽA, Oto. *Návrh elektropohonu jízdního kola*. Ostrava, 2009. <http://hdl.handle.net/10084/71419>. Dostupné z: <http://dspace.vsb.cz/handle/10084/71419>. Diplomová práce. VŠB -Technická univerzita Ostrava.

5. Seznam příloh:

Příloha 2.3.1 a)

Výpočet ozubení centrální kolo – satelit na planetové převodovce

Návrh modulu

Návrhový výpočet ozubení podle ČSN 01 4686 - část 4 © M.Němček VŠB-TU Ostrava

Typ ozubení
☒ Čelní
☐ Kuželové
☐ Hřeben

z_1 22
 z_2 44
 β 0 [°]
 T_1 8.379 [N·m]
 ψ_m 16
Schéma 5
 $K_{H\beta}$ 1.039
 K_A 1.25
 σ_{Flimb}^0 512 [MPa]
 σ_{Hlim}^0 690 [MPa]
 V_{HV} 285

Help
Vyber
Help
Help
Vyber
Vyber
Vyber

Iisk Moduly Konec

$m_n = 1.467$ [mm]
 $b = 23.5$ [mm]

OHYB

$$m_n = f_F \cdot \sqrt[3]{\frac{K_F \cdot T_1}{\psi_m \cdot z_1 \cdot \sigma_{FP}}}$$
$$f_F = 18$$
$$K_F = K_A \cdot K_{H\beta}$$
$$\sigma_{FP} = 0,6 \cdot \sigma_{Flimb}^0$$

$m_{n \text{ ohyb}} = 0.837$ [mm]

DOTYK

$$d_1 = f_H \cdot \sqrt[3]{\frac{K_H \cdot T_1}{\psi_{d1} \cdot \sigma_{HP}^2} \cdot \frac{u+1}{u}}$$
$$f_H = 770 \quad (\beta = 0^\circ)$$
$$f_H = 690 \quad (\beta > 0^\circ)$$
$$K_H = K_A \cdot K_{H\beta}$$
$$\sigma_{HP} = 0,8 \cdot \sigma_{Hlim}^0$$
$$\psi_{d1} = \psi_m \cdot \frac{\cos \beta}{z_1}$$
$$u = \frac{z_2}{z_1}$$
$$m_n = d_1 \cdot \frac{\cos \beta}{z_1}$$

$m_{n \text{ dotyk}} = 1.467$ [mm]

<http://www.347.vsb.cz/staff/nemcek/SOFTWARE/CZ/1.htm>

Z normalizované řady volím modul 1,5.

Výpočet hlavních rozměrů kola:

Soukolí bude VN

Rozměry pastorku +V

Zuby 22

Modul 1,5 [mm]

Úhel 20°

Jednotkové posunutí $x_3 = \frac{14-z_3}{17} = \frac{14-22}{17} = -0,47059$ [mm]

Posunutí zákl. profilu $x_3 \cdot m = -0,47059 \cdot 1,5 = -0,7058$ [mm]

Roztečná kružnice	$d_3 = z_3 \cdot m = 22 \cdot 1,5 = 33 \text{ [mm]}$
Výška hlavy kola	$h_{a3} = m + x_3 \cdot m = 1,5 + (-0,7058) = 0,7941 \text{ [mm]}$
Hlavová vůle	$c_a = 0,25 \cdot m = 0,25 \cdot 1,5 = 0,375 \text{ [mm]}$
Výška paty kola	$h_{f3} = m - x_3 \cdot m + c_a = 1,5 - (-0,7058) + 0,375 = 2,5808 \text{ [mm]}$
Výška zubu	$h_3 = h_{a3} + h_{f3} = 0,7941 + 2,5808 = 3,375 \text{ [mm]}$
Hlavová kružnice	$D_{a3} = d_3 + 2 \cdot h_{a3} = 33 + 2 \cdot 0,7941 = 34,5882 \text{ [mm]}$
Patní kružnice	$D_{f3} = d_3 - 2 \cdot h_{f3} = 33 - 2 \cdot 2,5808 = 27,8382 \text{ [mm]}$
Základní kružnice	$D_{b3} = d_3 \cdot \cos(\alpha) = 33 \cdot \cos(20) = 31,0098 \text{ [mm]}$
Rozteč	$t = \pi \cdot m = \pi \cdot 1,5 = 4,71 \text{ [mm]}$
Osová vzdálenost	$a = m \cdot \frac{z_1 + z_2}{2} = 1,5 \cdot \frac{22 + 44}{2} = 49,5 \text{ [mm]}$
Rozměry satelitu -V	
Zuby	44
Modul	1,5
Úhel	20°
Jednotkové posunutí	$x_4 = -x_3 = 0,4705 \text{ [mm]}$
Posunutí zákl. profilu	$x_4 \cdot m = 0,4705 \cdot 1,5 = 0,7058 \text{ [mm]}$
Roztečná kružnice	$d_4 = z_4 \cdot m = 44 \cdot 1,5 = 66 \text{ [mm]}$
Výška hlavy kola	$h_{a4} = m + x_4 \cdot m = 1,5 + 0,7058 = 2,2058 \text{ [mm]}$
Hlavová vůle	$c_a = 0,25 \cdot m = 0,25 \cdot 1,5 = 0,375 \text{ [mm]}$
Výška paty kola	$h_{f4} = m - x_4 \cdot m + c_a = 1,5 - 0,7058 + 0,375 = 1,1691 \text{ [mm]}$
Výška zubu	$h_4 = h_{a4} + h_{f4} = 2,2058 + 1,1691 = 3,375 \text{ [mm]}$
Hlavová kružnice	$D_{a4} = d_4 + 2 \cdot h_{a4} = 66 + 2 \cdot 2,2058 = 70,4117 \text{ [mm]}$
Patní kružnice	$D_{f4} = d_4 - 2 \cdot h_{f4} = 66 - 2 \cdot 1,1691 = 63,6617 \text{ [mm]}$
Základní kružnice	$D_{b4} = d_4 \cdot \cos(\alpha) = 66 \cdot \cos(20) = 62,0197 \text{ [mm]}$
Rozteč	$t = \pi \cdot m = \pi \cdot 1,5 = 4,71 \text{ [mm]}$
Osová vzdálenost	$a = m \cdot \frac{z_1 + z_2}{2} = 1,5 \cdot \frac{22 + 44}{2} = 49,5 \text{ [mm]}$

Zjednodušený pevnostní výpočet:

$$z_1 = 22$$

$$z_2 = 66$$

$$m = 1,5[mm]$$

$$\alpha = 20[^\circ]$$

$$b_{wh} = 24[mm]$$

$$a = 49,5[mm]$$

$$p_b = \pi \cdot m \cdot \cos(\alpha) = \pi \cdot 1,5 \cdot \cos(20) = 4,4259[mm]$$

$$d_3 = 33[mm]$$

$$d_4 = 66[mm]$$

$$d_{a3} = 34,5882[mm]$$

$$d_{a4} = 70,4117[mm]$$

$$d_{b3} = 31,0098[mm]$$

$$d_{b4} = 62,0197[mm]$$

Obě kola jsou ze stejného materiálu 14 140 – zušlechtěno. Všechny výpočty napětí dělám jen pro jedno kolo, protože vyjdou naprosto stejně.

$$\begin{aligned} \varepsilon_a &= \frac{0,5 \cdot \left[\sqrt{d_{a3}^2 - d_{b3}^2} - \sqrt{d_{a4}^2 - d_{b4}^2} \right] + a \cdot \sin(\alpha)}{p_b} \\ &= \frac{0,5 \cdot \left[\sqrt{34,5882^2 - 31,0098^2} - \sqrt{70,4117^2 - 62,0197^2} \right] + 49,5 \cdot \sin(20)}{4,4259} \\ &= 1,7898 \end{aligned}$$

$$F_t = \frac{2000 \cdot T_1}{d_3} = \frac{2000 \cdot 7,448}{33} = 115,1515 [N]$$

Kontrola z hlediska únavy v dotyku:

$$\sigma_H = \sigma_{HO} \cdot \sqrt{K_H} \leq \sigma_{HP}$$

$$\sigma_{HO} = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{F_t}{b_{wH} \cdot d_3} \cdot \frac{u+1}{u}}$$

$$\sigma_{HP1} = \frac{\sigma_{Hlim1} \cdot Z_R}{S_{Hmin}} = \frac{690 \cdot 0,85}{1,3} = 451,1538 [Mpa]$$

$$\sigma_{HO} = 190 \cdot 2,5 \cdot 0,92 \cdot \sqrt{\frac{115,1515}{24 \cdot 33} \cdot \frac{6}{5}} = 172,6139 \text{ [Mpa]}$$

$$\sigma_H = 172,6139 \cdot \sqrt{2,1} = 250,1413 \text{ [MPa]} \leq \sigma_{HP1}$$

Kontrola na dotyk při jednorázovém působení největšího zatížení:

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_{HO} \cdot \sqrt{\frac{F_{t3} \cdot K_H}{F_t}} \leq \sigma_{HPmax}$$

$$\sigma_{HPmax} = 4 \cdot V_{HV} = 4 \cdot 285 = 1140 \text{ [Mpa]}$$

$$F_{t3} = F_t \cdot K_{AS} = 115,1515 \cdot 2 = 230,303 \text{ [N]}$$

$$K_{AS} = 2 (\geq K_A)$$

$$\sigma_{Hmax} = 172,6139 \cdot \sqrt{\frac{230,303 \cdot 2}{115,1515}} = 353,7532 \text{ [Mpa]} \leq \sigma_{HPmax}$$

Kontrola z hlediska únavy v ohybu:

$$\sigma_F = \frac{F_t}{b_{WF} \cdot m_n} \cdot K_F \cdot Y_\beta \cdot Y_{FS} \cdot Y_\varepsilon \leq \sigma_{FP}$$

$$Y_\varepsilon = 0,2 + \frac{0,8}{\varepsilon_a} = 0,2 + \frac{0,8}{1,7898} = 0,6469$$

$$S_{Fmin} = 1,4$$

$$Y_{FS1} = 4,1$$

$$\sigma_{FP1} = \frac{\sigma_{Flimb1}}{S_{Fmin}} = \frac{512}{1,4} = 365,7143 \text{ [Mpa]}$$

$$\sigma_{F1} = \frac{115,1515}{24 \cdot 1,5} \cdot 2,1 \cdot 1 \cdot 4,1 \cdot 0,7137 = 17,8175 \text{ [Mpa]} \leq \sigma_{FP}$$

Kontrola na ohyb při jednorázovém působení největšího zatížení:

$$\sigma_{Fmax} = \sigma_F \cdot \frac{F_{t3}}{F_t} \leq \sigma_{FPmax}$$

$$\sigma_{FPmax1} = 0,8 \cdot 2,5 \cdot \sigma_{Flimb1} = 0,8 \cdot 2,5 \cdot 512 = 1024 [Mpa]$$

$$\sigma_{Fmax} = 17,8175 \cdot \frac{230,303}{115,1515} = 71,27 [Mpa] \leq \sigma_{FPmax}$$

Příloha 2.3.1 b)

Výpočet soukolí v planetové převodovce planeta- korunové kolo:

Návrh modulu

Návrhový výpočet ozubení podle ČSN 01 4686 - část 4 © M.Němček VŠB-TU Ostrava

Typ ozubení
☒ Čelní
☐ Kuželové
☐ Hřeben

z_1 44
 z_2 110
 β 0 [°]
 T_1 2.793 [N·m]
 ψ_m 16
Schéma 5
 $K_{H\beta}$ 1.043
 K_A 1.25
 σ_{Flimb}^0 450 [MPa]
 σ_{Hlim}^0 1140 [MPa]
 V_{HV} 600

Help Vyber Help Vyber Vyber

Task Moduly Konec

$m_n = 0.482 [mm]$
 $b = 7.7 [mm]$

OHYB

$$m_n = f_F \cdot 3 \sqrt{\frac{K_F \cdot T_1}{\psi_m \cdot z_1 \cdot \sigma_{FP}}}$$

$f_F = 18$
 $K_F = K_A \cdot K_{H\beta}$
 $\sigma_{FP} = 0,6 \cdot \sigma_{Flimb}^0$

$m_{n \text{ ohyb}} = 0.482 [mm]$

DOTYK

$$d_1 = f_H \cdot 3 \sqrt{\frac{K_H \cdot T_1}{\psi_{d1} \cdot \sigma_{HP}^2} \cdot \frac{u+1}{u}}$$

$f_H = 770 \quad (\beta = 0^\circ)$
 $f_H = 690 \quad (\beta > 0^\circ)$
 $K_H = K_A \cdot K_{H\beta}$
 $\sigma_{HP} = 0,8 \cdot \sigma_{Hlim}^0$
 $\psi_{d1} = \psi_m \cdot \frac{\cos \beta}{z_1}$
 $u = \frac{z_2}{z_1}$
 $m_n = d_1 \cdot \frac{\cos \beta}{z_1}$

$m_{n \text{ dotyk}} = 0.449 [mm]$

<http://www.347.vsb.cz/staff/nemcek/SOFTWARE/CZ/1.htm>

Do výpočtu satelit-korunové kolo je dosazen moment na jeden satelit. Tzn., že původní moment jsem podělil třemi.

Volím modul 1,5 a tloušťku kola 20 [mm] s ohledem na geometrii.

Rozměry korunového kola +V

Zuby -110

Modul 1,5

Úhel 20°

Jednotkové posunutí $x_5 = x_3 = -0,4705 [mm]$

Posunutí zákl. profilu $x_5 \cdot m = -0,4705 \cdot 1,5 = -0,7058 [mm]$

Roztečná kružnice $d_5 = z_5 \cdot m = -110 \cdot 1,5 = -165 [mm]$

Výška hlavy kola $h_{a5} = m + x_5 \cdot m = 1,5 + (-0,7058) = 0,79425 [mm]$

Hlavová vřů $c_a = 0,25 \cdot m = 0,25 \cdot 1,5 = 0,375 [mm]$

Výška paty kola $h_{f5} = m - x_5 \cdot m + c_a = 1,5 - (-0,7058) + 0,375 = 2,5807 [mm]$

Výška zubu $h_5 = h_{a5} + h_{f5} = 0,79425 + 2,5807 = 3,375 [mm]$

Hlavová kružnice $D_{a5} = d_5 + 2 \cdot h_{a5} = -165 + 2 \cdot 0,79425 = -163,412 [mm]$

Patní kružnice $D_{f5} = d_5 - 2 \cdot h_{f5} = -165 - 2 \cdot 2,5807 = -170,162 [mm]$

Základní kružnice $D_{b5} = d_5 \cdot \cos(\alpha) = -165 \cdot \cos(20) = -155,049 [mm]$

Rozteč $t = \pi \cdot m = \pi \cdot 1,5 = 4,71 [mm]$

Osová vzdálenost $a = m \cdot \frac{z_1 + z_2}{2} = 1,5 \cdot \frac{-110 + 44}{2} = -49,5 [mm]$

Zjednodušený pevnostní výpočet:

$$z_1 = 44$$

$$z_2 = 110$$

$$m = 1,5 [mm]$$

$$\alpha = 20 [^\circ]$$

$$b_{wh} = 20 [mm]$$

$$a = -49,5 [mm]$$

$$p_b = \pi \cdot m \cdot \cos(\alpha) = \pi \cdot 1,5 \cdot \cos(20) = 4,4259 [mm]$$

$$d_4 = 66 [mm]$$

$$d_5 = -165 [mm]$$

$$d_{a4} = 70,4117 [mm]$$

$$d_{a5} = -163,412 [mm]$$

$$d_{b4} = 62,0197 [mm]$$

$$d_{b5} = -155,049 [mm]$$

Korunové kolo je vyrobeno z materiálu 14 140 – povrchově kaleno po boku, satelit je vyroben z materiálu 15 241 – zušlechtěno.

$$\varepsilon_a = \frac{0,5 \cdot \left[\sqrt{d_{a4}^2 - d_{b4}^2} - \sqrt{d_{a5}^2 - d_{b5}^2} \right] - a \cdot \sin(\alpha)}{p_b}$$

$$= \frac{0,5 \cdot \left[\sqrt{70,4117^2 - 62,0197^2} - \sqrt{-163,412^2 - (-155,049^2)} \right] - (-49,5) \cdot \sin(20)}{4,4259}$$

$$= 1,7614$$

$$F_t = \frac{2000 \cdot T_1}{d_4} = \frac{2000 \cdot 36,4952}{66} = 1105,915 [N]$$

Kontrola z hlediska únavy v dotyku:

$$\sigma_H = \sigma_{HO} \cdot \sqrt{K_H} \leq \sigma_{HP}$$

$$\sigma_{HO} = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{F_t}{b_{wH} \cdot d_4} \cdot \frac{u+1}{u}}$$

$$\sigma_{HP1} = \frac{\sigma_{Hlim1} \cdot Z_R}{S_{Hmin}} = \frac{1140 \cdot 1}{1,3} = 876,9231 [Mpa]$$

$$\sigma_{HP2} = \frac{\sigma_{Hlim2} \cdot Z_R}{S_{Hmin}} = \frac{720 \cdot 1}{1,3} = 8553,8462 [Mpa]$$

$$\sigma_{HO} = 190 \cdot 2,5 \cdot 0,92 \cdot \sqrt{\frac{1105,915}{20 \cdot 66} \cdot \frac{6}{5}} = 378,2568 [Mpa]$$

$$\sigma_H = 378,2568 \cdot \sqrt{2,1} = 548,1463 [MPa] \leq \sigma_{HP1}, \sigma_{HP2}$$

Kontrola na dotyk při jednorázovém působení největšího zatížení:

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_{HO} \cdot \sqrt{\frac{F_{t5} \cdot K_H}{F_t}} \leq \sigma_{HPmax}$$

$$\sigma_{HPmax1} = 4 \cdot V_{HV} = 4 \cdot 600 = 2400 [Mpa]$$

$$\sigma_{HPmax2} = 4 \cdot V_{HV} = 4 \cdot 300 = 1200 [Mpa]$$

$$F_{t5} = F_t \cdot K_{AS} = 1105,915 \cdot 2 = 2211,83 [N]$$

$$K_{AS} = 2 (\geq K_A)$$

$$\sigma_{Hmax} = 378,2568 \cdot \sqrt{\frac{2211,83 \cdot 2,1}{1105,915}} = 775,1959 [Mpa] \leq \sigma_{HPmax1}, \sigma_{HPmax2}$$

Kontrola z hlediska únavy v ohybu:

$$\sigma_F = \frac{F_t}{b_{WF} \cdot m_n} \cdot K_F \cdot Y_\beta \cdot Y_{FS} \cdot Y_\varepsilon \leq \sigma_{FP}$$

$$Y_\varepsilon = 0,2 + \frac{0,8}{\varepsilon_a} = 0,2 + \frac{0,8}{1,7614} = 0,6541$$

$$S_{Fmin} = 1,4$$

$$Y_{FS1} = 4,1$$

$$\sigma_{FP1} = \frac{\sigma_{Flimb1}}{S_{Fmin}} = \frac{450}{1,4} = 321,4286 [Mpa]$$

$$\sigma_{FP2} = \frac{\sigma_{Flimb2}}{S_{Fmin}} = \frac{530}{1,4} = 265 [Mpa]$$

$$\sigma_{F1} = \frac{1105,915}{20 \cdot 1,5} \cdot 2,1 \cdot 1 \cdot 4,1 \cdot 0,7137 = 173,0282 [Mpa] \leq \sigma_{FP1}, \sigma_{FP2}$$

Kontrola na ohyb při jednorázovém působení největšího zatížení:

$$\sigma_{Fmax} = \sigma_F \cdot \frac{F_{t5}}{F_t} \leq \sigma_{FPmax}$$

$$\sigma_{Flimb1} = Y_A \cdot \sigma_{Flimb1}^\circ = 0,7 \cdot 450 = 351 [Mpa]$$

$$\sigma_{Flimb2} = Y_A \cdot \sigma_{Flimb2}^\circ = 0,7 \cdot 530 = 371 [Mpa]$$

$$\sigma_{FPmax1} = 0,8 \cdot 2,5 \cdot \sigma_{Flimb1} = 0,8 \cdot 2,5 \cdot 351 = 702 [Mpa]$$

$$\sigma_{FPmax2} = 0,8 \cdot 2,5 \cdot \sigma_{Flimb2} = 0,8 \cdot 2,5 \cdot 371 = 724 [Mpa]$$

$$\sigma_{Fmax} = 173,0282 \cdot \frac{2211,83}{1105,915} = 692,1129 [Mpa] \leq \sigma_{FPmax1}, \sigma_{FPmax2}$$